

⑫ 公開特許公報(A) 平2-221743

⑤ Int. Cl.⁵F 16 H 1/445
B 60 K 17/35

識別記号

D

庁内整理番号

8613-3 J
7721-3 D

④ 公開 平成2年(1990)9月4日

審査請求 未請求 請求項の数 10 (全13頁)

⑥ 発明の名称 動力伝達装置

⑦ 特 願 平1-41284

⑧ 出 願 平1(1989)2月21日

⑦ 発 明 者 川 本 睦 愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内

⑦ 発 明 者 岩 見 隆 広 愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内

⑦ 発 明 者 石 垣 裕 嗣 愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社内

⑦ 出 願 人 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社 愛知県安城市藤井町高根10番地

⑦ 代 理 人 弁理士 白井 博樹 外5名

明 細 書

1. 発明の名称

動力伝達装置

2. 特許請求の範囲

(1) 駆動源からの動力を2つの回転部材に伝達する動力伝達装置において、該2つの回転部材の間に配設され一方の回転部材の回転を増速させる増速機構と、該増速機構の出力部材と他方の回転部材との間に配設されるクラッチ装置とを有し、該クラッチ装置の制御により前記2つの回転部材間の差動を制限することを特徴とする動力伝達装置。

(2) 前記クラッチ装置が電磁クラッチであることを特徴とする請求項1記載の動力伝達装置。

(3) 前記2つの回転部材が4輪駆動車の前輪駆動軸と後輪駆動軸であって、前輪駆動軸と後輪駆動軸との間に差動装置を配設することを特徴とする請求項1または2記載の動力伝達装置。

(4) 前記増速機構は、一方の回転部材に形成さ

れるギヤと、他方の回転部材に形成されるリングギヤと、両ギヤに噛合する遊星歯車と、該遊星歯車を一方の回転部材の軸と偏心して支持するための偏心支持体とを有し、該偏心支持体と他方の回転部材との間にクラッチ装置を配設することを特徴とする請求項1ないし3にいずれか記載の動力伝達装置。

(5) 前記増速機構は、一方の回転部材に形成されるギヤと、他方の回転部材に形成されるギヤと、大径の内歯と小径の内歯が並列に一体的に形成された偏心リングギヤとを有し、該偏心リングギヤの小径の内歯がギヤと噛合し、偏心リングギヤの大径の内歯がギヤと噛合してなり、さらに、該偏心リングギヤを前記一方の回転部材の軸と偏心して支持するための偏心支持体とを有し、該偏心支持体と他方の回転部材との間にクラッチ装置を配設することを特徴とする請求項1ないし3にいずれか記載の動力伝達装置。

(6) 前記増速機構は、一方の回転部材に連結されるキャリアと、該キャリアに軸支されるプラネ

タリビニオンと、該ブラネタリビニオンと啮合するサンギヤと、他方の回転部材に取付けられたリングギヤとを有し、前記サンギヤと他方の回転部材との間にクラッチ装置を配設することを特徴とする請求項1ないし3にいずれか記載の動力伝達装置。

(7) 前記クラッチ装置は、電磁ソレノイドにより差動するピストンと多板クラッチとからなり、該多板クラッチを増速機構側から押圧可能にするクラッチ伝達部材と、該クラッチ伝達部材に当接されサンギヤの軸に設けられる係止リングとを有し、遊星歯車のギヤの嵌じれ角を、該遊星歯車が回転したときに、多板クラッチ側にスラスト力を発生させるよう形成することを特徴とする請求項6記載の動力伝達装置。

(8) 前記リングギヤをボール機構により他方の回転部材に対して摺動可能にし、該リングギヤにより多板クラッチを増速機構側から押圧可能にすることを特徴とする請求項6または7記載の動力伝達装置。

一般に、自動車走行においては、前輪駆動の方が後輪駆動に比して直進安定性が良いが、コーナリング時には、戻ろうとするタイヤにハンドルで力を加えなければならないので、前輪駆動の場合曲がりにくい傾向がある。その点、後輪駆動の方が曲がり易いが、駆動力が強すぎると、回り過ぎてしまう欠点がある。そこで、前輪と後輪半々位の力で駆動するのが自動車走行上理想的であり、その点、4輪駆動車は極めて優れている。

ところで、自動車の左右の車輪は、コーナリングの際に旋回半径が異なるので、この影響を吸収し、スムーズにコーナリングを行うために、旋回半径の差に応じて左右の車輪の回転数差を吸収する機構、すなわちデフ機構(フロントデフ、リアデフ)を備えている。この旋回半径の差は、前輪と後輪との間にも生じるので、4輪駆動車においては、旋回半径の差に応じて前輪と後輪の回転数差を吸収する機構、すなわちセンターデフ機構を備えたものが提案されている。

しかしながら、このセンターデフ機構は、前輪

(9) 前記増速機構は、一方の回転部材に回転自在に支持される遊星ギヤドライブピンと、一方の回転部材の軸と偏心して支持される偏心支持体と、該偏心支持体の内周に回転自在に支持される偏心遊星ギヤと、他方の回転部材に形成されたリングギヤとを有し、前記偏心遊星ギヤには前記遊星ギヤドライブピンを遊嵌支持するピン孔が形成され、偏心支持体と他方の回転部材との間にクラッチ装置を配設することを特徴とする請求項1ないし3にいずれか記載の動力伝達装置。

(10) 前記偏心遊星ギヤのギヤをエピトロコイド曲線とし、該偏心遊星ギヤと他方の回転部材との間に外ローラを介在させたことを特徴とする請求項9記載の動力伝達装置。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は、例えば、4輪駆動車におけるセンターデフ差動制限用クラッチ或いは2輪・4輪切換用クラッチに適用できる動力伝達装置に関する。

(従来の技術)

と後輪のトルクを均等な比率に分配する機能を有するため、駆動力伝達限界は、前輪あるいは後輪のうちの駆動力の低い方の値にバランスすることとなる。例えば、前輪の一方が空転すると、駆動エネルギーはそこに逃げてしまい、後輪の駆動力は極めて小さくなってしまふ。このため、センターデフ付4輪駆動車は、センターデフなし4輪駆動車に比べて、路面摩擦係数が低い時などに伝達駆動力が劣ることがある。このことは、例えば加速時のように大きな駆動力を発生させた時に、駆動力を十分に路面に伝達できず、前輪或いは後輪のスリップ(空転)などの現象として現れる。

このような悪影響を防止するために、従来、前輪と後輪間の差動制限をセンターデフを介することなく直結させるロック機構を設け、加速時或いは悪路走行時のような大きな駆動力を必要とする時は、センターデフ機構をロックさせ、大きな駆動力を必要としない通常走行時には、ロックを解除していた。

第13図はエンジンをフロント側に設置したセ

ンターデフ付フルタイム式4輪駆動車の駆動力伝達機構を説明するための図である。この駆動力伝達機構では、エンジンからの動力が自動変速機80内に配置されたトルクコンバータ81、主変速機82、及び副変速機83に伝達され、その出力が駆動歯車84、センターデフ入力軸85を介してセンターデフ機構86に伝達される。センターデフ機構86は、ハイポイドギヤ87を介して後輪駆動用プロペラシャフト88に回転を伝達させると共に、前輪入力軸89を介してフロントデフ機構90に回転を伝達させ、センターデフ機構86において前後輪の間の差動を吸収している。また、フロントデフ機構90は左右の前輪駆動軸91、92間の差動を吸収している。

一方、センターデフ入力軸85と前輪入力軸89との間には、センターデフ差動制限用クラッチ93が配置され、該クラッチ93が係合された場合には、センターデフ機構86が一体回転し前後輪の差動を制限する。そして、油圧回路の調圧ソレノイド94によって該クラッチ93の結合状態

を制御することによって、センターデフ機構86の制限度が制御される。

一般に、4輪駆動車としては、上記フルタイム4輪駆動車に対してパートタイム4輪駆動車がある。これは、センターデフがなく通常は前輪又は後輪のどちらかを駆動し、雪道等の駆動力が必要な場合に適宜残りの車輪を駆動軸にクラッチ等を介して直結させて2輪駆動と4輪駆動との切換えを断続的に行うものである。

また、上記したセンターデフ差動制限用クラッチ或いは2輪・4輪切換用クラッチを油圧で制御する方式の他に、ビスコスカップリングを前輪駆動軸と後輪駆動軸との間に配設して、主に前輪を駆動しスリップにより前後輪の差動が発生した時にビスコスカップリング内の粘性オイルの剪断力で動力を後輪に分配するという方式も知られている。

(発明が解決しようとする課題)

ところで、上記した4輪駆動車において車輪を回転させるトルクは、エンジンにより発生したト

ルクに対して幾段にも減速がなされ、回転数は低いもののトルクは非常に高くなっているため、差動制限に必要なトルクが大であるという特徴がある。

これに対して上記したセンターデフ差動制限用クラッチ或いは2輪・4輪切換用クラッチを油圧で制御する方式は、積極的にクラッチの係合度を制御することができるが、クラッチ装置の小型化が困難でありと共に、オートトランスミッションと組み合わせる等、油圧源を確保しなければならず、マニュアルトランスミッションに採用するには問題がある。そのため、マニュアルトランスミッションに電磁クラッチを組み合わせることが考えられるが、前述のように差動制限に必要なトルクが大であるため、電磁クラッチの重量、サイズおよび消費電力が大になるという問題を有している。

また、上記の如きビスコスカップリングを用いる方式においては、油圧方式のように積極的に係合度を制御することはできず、また、粘性オイル

の剪断力によりトルクを伝達するものであるため、トルク容量が小さかったり、レスポンスにタイムラグが発生したり、また、差動を連続すると高温になり性能が劣化する等の問題がある。

本発明の課題は、上記の問題点を解決するものであって、クラッチ装置の小型化を可能にすると共に、マニュアルトランスミッションにも適用できる動力伝達装置を提供することを目的とするものである。

(課題を解決するための手段)

そのために本発明の動力伝達装置は、駆動源からの動力を2つの回転部材15、16に伝達する動力伝達装置において、該2つの回転部材の間に配設され一方の回転部材の回転を増速させる増速機構Dと、該増速機構の出力部材と他方の回転部材との間に配設されるクラッチ装置とを有し、該クラッチ装置の制御により前記2つの回転部材間の差動を制限することを特徴とし、例えば、2つの回転部材が4輪駆動車の前輪駆動軸と後輪駆動軸であって、前輪駆動軸と後輪駆動軸との間に差

動装置Bを配設してなり、クラッチ装置は例えば電磁クラッチ装置Eである。

請求項4に記載された発明は、前記増速機構Dは、一方の回転部材15に形成されるギヤ25と、他方の回転部材19aに形成されるリングギヤ26と、両ギヤ25、26に噛合する遊星歯車27と、該遊星歯車27を一方の回転部材15の軸と偏心して支持するための偏心支持体30とを有し、該偏心支持体30と他方の回転部材19aとの間にクラッチ装置を配設することを特徴とする。

請求項5に記載された発明は、前記増速機構Dは、一方の回転部材15に形成されるギヤ25と、他方の回転部材19aに形成されるギヤ37と、大径の内歯と小径の内歯が並列に一体的に形成された偏心リングギヤ38とを有し、該偏心リングギヤ38の小径の内歯がギヤ25と噛合し、偏心リングギヤ38の大径の内歯がギヤ37と噛合してなり、さらに、該偏心リングギヤ38を前記一方の回転部材15の軸と偏心して支持するための偏心支持体30とを有し、該偏心支持体30と他

方の回転部材19aとの間にクラッチ装置を配設することを特徴とする。

請求項6に記載された発明は、前記増速機構Dは、一方の回転部材15に連結されるキャリア41と、該キャリア41に軸支されるブラネタリビニオン42と、該ブラネタリビニオン42と噛合するサンギヤ43と、他方の回転部材19aに取付けられたリングギヤ45とを有し、前記サンギヤ43と他方の回転部材19aとの間にクラッチ装置を配設することを特徴とする。

請求項7に記載された発明は、前項において、前記クラッチ装置Eは、電磁ソレノイドにより差動するピストン35と多板クラッチ32とからなり、該多板クラッチ32を増速機構D側から押圧可能にするクラッチ伝達部材46と、該クラッチ伝達部材46に当接されサンギヤ43の軸に設けられる係止リング47とを有し、遊星歯車のギヤの傾じれ角を、該遊星歯車が回転したときに、多板クラッチ32側にスラスト力を発生させるよう形成することを特徴とする。

請求項8に記載された発明は、前項において、前記リングギヤをボール機構により他方の回転部材に対して摺動可能にし、該リングギヤにより多板クラッチを増速機構側から押圧可能にすることを特徴とする。

請求項9に記載された発明は、前記増速機構Dは、一方の回転部材15に回転自在に支持される遊星ギヤドライブピン51と、一方の回転部材15の軸と偏心して支持される偏心支持体30と、該偏心支持体30の内周に回転自在に支持される偏心遊星ギヤ53と、他方の回転部材19aに形成されたリングギヤ26とを有し、前記偏心遊星ギヤ53には前記遊星ギヤドライブピン51を遊嵌支持するピン孔が形成され、偏心支持体30と他方の回転部材19aとの間にクラッチ装置を配設することを特徴とする。

請求項10に記載された発明は、前項において、前記偏心遊星ギヤ53のギヤをエピトロコイド曲線とし、該偏心遊星ギヤ53と他方の回転部材19aとの間に外ローラ55を介在させたことを特

徴とするものである。

なお、上記構成に付加した番号は図面と対比させるためのものであり、これにより本発明の構成が何ら限定されるものではない。

〔作用および発明の効果〕

本発明においては、例えば第1図および第2図に示すように、多板クラッチ32が係合していない状態でスリップ等により前後輪に差動が生じた場合、前輪入力軸15と後輪入力軸16との間で相対回転が生じ、前輪入力軸15、ギヤ25が回転すると、該入力軸15に対して偏心して設けられた遊星歯車27が回転しようとする。このとき、遊星歯車27の外周の歯は、リングギヤ26に内接しているために、遊星歯車27が回転するためには、その偏心支持体30の偏心軸を公転させなければならない。該公転は偏心支持体30の回転数として出力され、回転数は入力回転の約10倍、トルクは約1/10となる。ここで、電磁ソレノイド34により多板クラッチ32を係合させれば、小トルク容量の電磁クラッチ装置でも前後輪の差

動を容易に制限することができる。

従って、本発明によれば下記の効果が奏される。

(イ) 差動回転数を増速機構により増幅し、その分だけ差動制限に必要なトルクを低減するため、小型、小容量のクラッチ装置の搭載が可能となる。

(ロ) 電磁クラッチを採用した場合には、油圧源を必要としないため、オート或いはマニュアルトランスミッションの区別なく適用でき、かつ、各種センサを用いて積極的にクラッチの係合度を制御できる。

(ハ) 油圧を介さず電流制御を行うだけでクラッチ容量を制御できるので、制御信号に対する応答性が向上し、スリップ等の早期回避が可能となる。

(ニ) 消費電力が小さいため車両の電力容量に対する影響が少ない。

(実施例)

以下、本発明の実施例を図面を参照しつつ説明する。

第1図は本発明の動力伝達装置をセンターデフ

るビニオン軸12aを有し、該ビニオン軸7aに装着されたデフビニオン12が左右サイドギヤ13、14に夫々噛合している。そして、これら両サイドギヤ13、14内をデフキャリア6に一体に形成された前輪入力軸15並びに前輪駆動軸11が貫通し、左方のサイドギヤ13は、デフキャリア6にスプライン結合され、右方のサイドギヤ14は後輪入力軸16にスプライン結合されている。

さらに、前記トランスアクスルケース3bの右側にはトランスファケース17が組付けられていて、該トランスファケース17内に左右2分割のマウントケース19a、19bが、一対の円錐コロ軸受21を介して回転自在に支持されている。一方のマウントケース19aは、後輪駆動用のハイポイドギヤ20を固定してなり、前記前輪入力軸15にベアリング22を介して回転自在に支持されると共に、前記後輪入力軸16にスプライン結合されている。そして、後輪駆動用のハイポイドギヤ20には、ドライブビニオンシャフト23

付4輪駆動車に適用した1実施例を示す断面図、第2図は増速機構の原理を説明するための模式図、第3図は制御装置の構成図である。

第1図において、フロントデフ装置Aおよびセンターデフ装置Bは、変速機構の出力ギヤ(図示せず)に噛合するリングギヤ2を固定しかつトランスアクスルケース3a、3bに円錐コロ軸受4を介して支持されるマウントケース5内に配置されている。

フロントデフ装置Aは、該マウントケース5内に回転自在に支持されるフロントデフキャリア6を有している。該デフキャリア6にはビニオン7を支持するビニオン軸7aが縦方向に延びて回転自在に支持されると共に、左右サイドギヤ8、9が左右方向に延びて回転自在に支持されている。各サイドギヤ8、9には夫々左右の前輪駆動軸10、11が動力伝達可能に連結されている。

また、前記フロントデフ装置Aの右側には、センターデフ装置Bが配置され、該センターデフ装置Bは、マウントケース5に回転自在に支持され

のハイポイドギヤ24が常時噛合しており、該ドライブビニオンシャフト23は、公知のプロペラシャフトおよびリヤデフ装置を介してリヤアクスルに動力伝達可能に連結されている。

マウントケース19a、19b内には、本発明に係わる動力伝達装置Cが配設されている。該動力伝達装置Cは、増速機構Dおよび電磁クラッチ機構Eからなる。

この増速機構Dを第2図の原理図と共に説明する。増速機構Dは、前輪入力軸15の先端外周に形成されるギヤ25、マウントケース19aの内周に形成されるリングギヤ26および両ギヤ25、26の間に配置される遊星歯車27を有し、遊星歯車27の内周の歯がギヤ25と噛合し、遊星歯車27の外周の歯がリングギヤ26と噛合している。また、マウントケース19a、19bの内側には、ボールベアリング29を介して偏心支持体30が回転自在に支持されている。該偏心支持体30は、前記両ギヤ25、26の軸と偏心するように配置されると共に、偏心支持体30の内周面

と前記遊星歯車27から突出するボス部27aが、ニードルベアリング31を介して回転自在に支持されている。

電磁クラッチ機構Eは、マウントケース19bと偏心支持体30を係合、解放させるための多板クラッチ32、前輪駆動軸11の外周に配置される円筒形の磁性体33、該磁性体33内に配置される電磁ソレノイド34、ピストン35を有し、電磁ソレノイド34の通電によって発生する磁力線によりピストン35を吸引し、多板クラッチ32を押圧してマウントケース19bと偏心支持体30を係合可能にするものである。

第3図は上記電磁ソレノイド34の制御装置の構成を示し、101はスロットルセンサー、102は車速センサー、103は変速段検出ユニット、104は前輪トルクセンサー、105はA/D変換回路、106は波形形成回路、107はカウント回路、108は電子制御ユニット、109はソレノイド駆動回路、34は電磁ソレノイドを示す。

変速段検出ユニット103は、自動変速機の場合

して適宜変速され、リングギヤ2を介してマウントケース5に伝達される。そして、通常の走行時においては、電磁ソレノイドがオフで多板クラッチ32は解放状態にあり、この状態ではマウントケース5の回転は、センターデフ機構Bのデフビニオン12から左右のサイドギヤ13、14に伝達される。そして、左サイドギヤ13の回転はフロントデフ機構Aのデフキャリア6に伝達され、更にデフビニオン7から左右のサイドギヤ8、9に伝達されてそれぞれ左右の前輪駆動軸10、11に伝達される。一方、センターデフ機構Bの右サイドギヤ14の回転は該ギヤとスプライン結合している後輪入力軸16に伝達され、更に、マウントケース19a、後輪駆動用のハイポイドギヤ20、24を介してドライブビニオンシャフト23に伝達される。

また、凍結路、砂道、凹凸路等で大きな駆動力を必要とする場合、また車輪がスリップを生じる虞れがある場合には、電磁ソレノイドの電流値を制御し多板クラッチ32の係合度を制御する。多

合にはその変速制御装置からの制御信号、又は変速段で使用する係合油圧信号を読み込み、手動変速機の場合にはシフトレバー位置を読み込むものである。電子制御ユニット108は、例えば制御プログラム、入力トルクを求めるマップやソレノイドの電流値を求めるマップを記憶するRAM、ROM等のメモリを内蔵するCPU（演算処理装置）の如きコンピュータ制御ユニットであり、メモリに記憶したマップを参照しながら各種センサーの信号を読み込んで入力側トルクと路面伝達トルクからスリップトルクを求め、電磁クラッチの係合度を設定（連続的、段階的）してソレノイド駆動回路109を駆動し、電磁ソレノイド34を制御する。そして上記制御システムにより入力トルクからスリップを検出して前後輪係合機構であるクラッチの係合度を決め、差動機構の制限を制御するものである。

次いで上記構成からなる本発明の動力伝達装置の作用について説明する。

エンジンの回転は、変速機構（図示せず）を介

板クラッチ32が完全に係合した状態では、マウントケース5の回転は、センターデフ機構Bの左右のサイドギヤ13、14に伝達されるが、前輪入力軸15と後輪入力軸16とが連結されるため、左右のサイドギヤ13、14は差動運動することなく一体に回転する。これにより、前輪駆動用のデフキャリア6と同速度の回転が後輪駆動用ハイポイドギヤ20に伝達される。

次に、本発明の特徴である動力伝達装置の作用について説明する。

多板クラッチ32が係合していない状態でスリップ等により前後輪に差動が生じた場合、第1図で前輪入力軸15と後輪入力軸16との間で相対回転が生じる。第2図に示すように、前輪入力軸15、ギヤ25が回転すると、該入力軸15に対して偏心して設けられた遊星歯車27が回転しようとする。このとき、遊星歯車27の外周の歯は、リングギヤ26に内接しているために、遊星歯車27が回転するためには、その偏心支持体30の偏心軸を公転させなければならない。該公転は偏

心支持体30の回転数として出力され、回転数は入力回転の約10倍、トルクは約1/10となる。ここで、電磁ソレノイド34により多板クラッチ32を係合させれば、小トルク容量の電磁クラッチ装置でも前後輪の差動を容易に制限することができる。

上記偏心軸公転数と前輪入力軸回転数との比すなわち増速比は次式で与えられる。

$$\text{増速比} = \text{偏心軸公転数} / \text{前輪入力軸回転数} \\ = 1 / (1 - (Z_4 / Z_3) \times (Z_2 / Z_1))$$

ここで、 Z_1 は前輪入力軸15のギヤ25の歯数、 Z_2 、 Z_3 は遊星歯車27の夫々内歯数および外歯数、 Z_4 はリングギヤ26の歯数である。

次に、第4図および第5図により、本発明の動力伝達装置の第2の実施例について説明する。図中、第1図と同一の構成については同一番号を付して説明を省略する部分もある。第4図は第1図における動力伝達装置C部分の変形例を示す断面図、第5図は増速機構の原理を説明するための模式図である。

15と後輪入力軸16との間で相対回転が生じる。第5図に示すように、前輪入力軸15、ギヤ25が回転すると、該入力軸15に対して偏心して設けられた偏心リングギヤ38が回転しようとする。このとき、偏心リングギヤ38の大径の内歯は、ギヤ37に噛合しているために、偏心リングギヤ38が回転するためには、その偏心支持体30の偏心軸を公転させなければならない。該公転は偏心支持体30の回転数として出力される。ここで、電磁ソレノイド34により多板クラッチ32を係合させれば、小トルク容量の電磁クラッチ装置でも前後輪の差動を容易に制限することができる。

本実施例における増速比は次式で与えられる。

$$\text{増速比} = \text{偏心軸公転数} / \text{前輪入力軸回転数} \\ = 1 / (1 - (Z_4 / Z_3) \times (Z_2 / Z_1))$$

本実施例においては、前記実施例と比較して歯数 Z_4 / Z_3 と歯数 Z_2 / Z_1 を独立して設定できるため増速比を例えば20～40と大にすることができる。また、偏心リングギヤ38の外周には、前記実施例のようなギヤによる荷重を受ける

増速機構Dは、前輪入力軸15の先端外周に形成されるギヤ25(歯数 Z_1)、マウントケース19aの内周に固定されると共に前輪入力軸15にニードルベアリング36を介して支持されるギヤ37(歯数 Z_4)、大径の内歯(歯数 Z_2)と小径の内歯(歯数 Z_3)が並列に一体的に形成された偏心リングギヤ38を有し、偏心リングギヤ38の小径の内歯がギヤ25と噛合し、偏心リングギヤ38の大径の内歯がギヤ37と噛合している。また、マウントケース19aの内側には、ニードルベアリング39を介して偏心支持体30が回転自在に支持されている。該偏心支持体30は、前記両ギヤ25、37の軸と偏心するように配置されると共に、偏心支持体30の内周面と偏心リングギヤ38の外周面との間に設けられたニードルベアリング31を介して回転自在に支持されている。

上記増速機構Dの作用について説明すると、多板クラッチ32が係合していない状態でスリップ等により前後輪に差動が生じた場合、前輪入力軸

ことがなく、かつ、偏心支持体30と偏心リングギヤ38との間に軸方向に長いニードルベアリングを設けることができるため、両者に作用す荷重を分散しその耐久性を向上させることができる。

本実施例の電磁クラッチ機構Eの特徴は、磁性体33内に配置される電磁ソレノイド34をトランスファケース17の内側に取付けるようにして組立性を良くしたことである。そのために、マウントケース19b、ピストン35を磁性体にすると共に、電磁ソレノイド34とピストン35の間に非磁性体を配置して図示点線矢印に示するような磁路を形成させるようにしている。また、ピストン35の吸引力をテコ倍力機構40を介して多板クラッチ32を押圧するようにして、電磁クラッチ機構Eの小容量化を図っている。

次に、第6図および第7図により、本発明の動力伝達装置の第3の実施例について説明する。図中、第1図と同一の構成については同一番号を付して説明を省略する部分もある。第6図は第1図における動力伝達装置C部分の変形例を示す断面

図、第7図は増速機構の原理を説明するための模式図である。

本実施例による増速機構Dは、遊星歯車機構であり、前輪入力軸15にスプライン結合されるキャリア41、該キャリア41に軸支されるプラネタリビニオン42、該プラネタリビニオン42に啮合しキャリア41の内周に回転自在に配置されるサンギヤ43（歯数 Z_1 ）、後輪入力軸16に連結されたマウントケース19aの内周にボール機構44により摺動可能に取付けられたリングギヤ45（歯数 Z_2 ）を有し、プラネタリビニオン42が、サンギヤ43およびリングギヤ45と啮合している。また、サンギヤ43の軸には多板クラッチ32の一方の入力ハブ46がスプライン結合されている。

上記増速機構Dの作用について説明すると、多板クラッチ32が係合していない状態でスリップ等により前後輪に差動が生じた場合、前輪入力軸15と後輪入力軸16との間で相対回転が生じる。第7図に示すように、前輪入力軸15の回転は、

用する。また、プラネタリビニオン42が逆方向に回転すると、リングギヤ45がボール機構44により多板クラッチ32側に移動するため、ピストン35を押しつける方向に作用する。従って、その分だけ電磁クラッチ機構Eのトルク容量の小容量化を図ることができる。

次に、第8図により、本発明の動力伝達装置の第4の実施例について説明する。(a)は増速機構の断面図、(b)は第1図における動力伝達装置C部分の変形例を示す断面図で、図中、第1図と同一の構成については同一番号を付して説明を省略する部分もある。

本実施例の増速機構Dは、第1図で説明した偏心支持体30、前輪入力軸15の先端に回転自在に支持される複数の遊星ギヤドライブピン51、偏心支持体30の内周にボールベアリング52を介して回転自在に支持される偏心遊星ギヤ53からなり、マウントケース19aに形成されたリングギヤ26（歯数 Z_1 ）と、該偏心遊星ギヤ53のギヤ（歯数 Z_2 ）が啮合している。偏心遊星ギ

ヤ41、プラネタリビニオン42を介してサンギヤ43およびリングギヤ45に伝達される。本実施例における増速比は次式で与えられる。

$$\text{増速比} = \text{サンギヤ回転数} / \text{前輪入力軸回転数} \\ = 1 + (Z_2 / Z_1)$$

本実施例の電磁クラッチ機構Eの特徴は、ピストン35に係合するクラッチ伝達部材46を入力ハブ46を貫通して設け、増速機構D側から多板クラッチ32を押すように設けている。また、サンギヤ43の軸に係止リング47を設け該係止リング47をクラッチ伝達部材46に当接させている。なお、クラッチ伝達部材46と多板クラッチ32の間にはニードルベアリング48が配設されている。さらに、増速機構Dを構成する遊星歯車のギヤの振れ角は、該遊星歯車が回転したときに、多板クラッチ32側（図示右方向）にスラスト力を発生させるように切っており、プラネタリビニオン42が回転すると、サンギヤ43の軸が多板クラッチ32側に移動するため、係止リング47を介してピストン35を押しつける方向に作

ヤ53のピン孔52の径は遊星ギヤドライブピン51より大径で、該ピン51を遊嵌支持している。また、マウントケース19a、19bの内側には、ボールベアリング29を介して偏心支持体30が回転自在に支持されている。該偏心支持体30は、前記両ギヤ53、26の軸と偏心するように配置されている。

上記増速機構Dの作用について説明すると、多板クラッチ32が係合していない状態でスリップ等により前後輪に差動が生じた場合、前輪入力軸15と後輪入力軸16との間で相対回転が生じる。前輪入力軸15、遊星ギヤドライブピン51が回転すると、該入力軸15に対して偏心して設けられた偏心支持体30が回転しようとする。このとき、偏心遊星ギヤ53は、リングギヤ26に啮合しているために、偏心支持体30が回転するためには、その偏心支持体30の偏心軸を公転させなければならない。該公転は偏心支持体30の回転数として出力される。本実施例における増速比は次式で与えられる。

増速比 = 偏心軸公転数 / 前輪入力軸回転数
 $= Z_2 / (Z_1 - Z_2)$

本実施例においては、歯数差が1でも増速比を大きくすることができる。

次に、第9図により、本発明の動力伝達装置の第5の実施例について説明する。(a)は増速機構の断面図、(b)は動力伝達装置C部分の変形例を示す断面図で、図中、第8図と同一の構成については同一番号を付して説明を省略する部分もある。

本実施例の増速機構Dが、第8図で説明したものと相違する点は、偏心遊星ギヤ53のギヤ(歯数 Z_2)をエピトロコイド曲線とし、該偏心遊星ギヤ53とマウントケース19aとの間に外ローラ55(数 Z_1)を介在させた点である。本実施例による増速比は前記実施例と同一であるが、外ローラ55によって滑り接触が転がり接触に変換されるため、ギヤの歯先干渉が無く、機械的損失の少ない極めて高いギヤ比が得られる。

第10図は係止機構として遠心クラッチを用い

た本発明の他の実施例を示す図、第11図は係止機構として発電機と電磁クラッチを用いた本発明の他の実施例を示す図である。

第10図に示す例は、プラネタリギヤのサンギヤ側の回転速度により遠心重り61に遠心力が発生し、多板クラッチ32を係合せしめるものである。

第11図に示す例は、プラネタリギヤのサンギヤに発電機62のローターを連結し、固定子側に出力軸を固定したものであり、差動により発電し、電磁クラッチ装置Eを助磁する。

また、上記のクラッチの他、油圧制御方式の多板クラッチ、ビスコスカップリングに適用しても装置の小型化を図ることができる。

なお、本発明は上記実施例に限定されるものではなく種々の変更が可能である。

例えば、上記実施例においては、4輪駆動車におけるセンターデフ差動制限用クラッチに適用しているが、2輪・4輪切替用クラッチに適用してもよいし、その他の回転差を制限するための動力

伝達装置用クラッチに適用してもよい。

また、上記実施例においては、センターデフ差動制限用クラッチを前輪入力軸15と後輪入力軸の間に配設しているが、第12図で示すように、センターデフ入力軸85と後輪駆動軸95の間に配設してもよいし、第13図で示すようにセンターデフ入力軸85と前輪入力軸15の間に配設してもよい。

4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明の動力伝達装置をセンターデフ付4輪駆動車に適用した1実施例を示す断面図、第2図は増速機構の原理を説明するための模式図、第3図は制御装置の構成図、第4図および第5図並びに第6図および第7図は本発明の動力伝達装置の第2および第3の実施例を示し、第4図および第6図は動力伝達装置の断面図、第5図および第7図は増速機構の原理を説明するための模式図、第8図および第9図は本発明の動力伝達装置の第4および第5の実施例を示し、夫々(a)は増速機構の断面図、(b)は動力伝達装置の断面図、

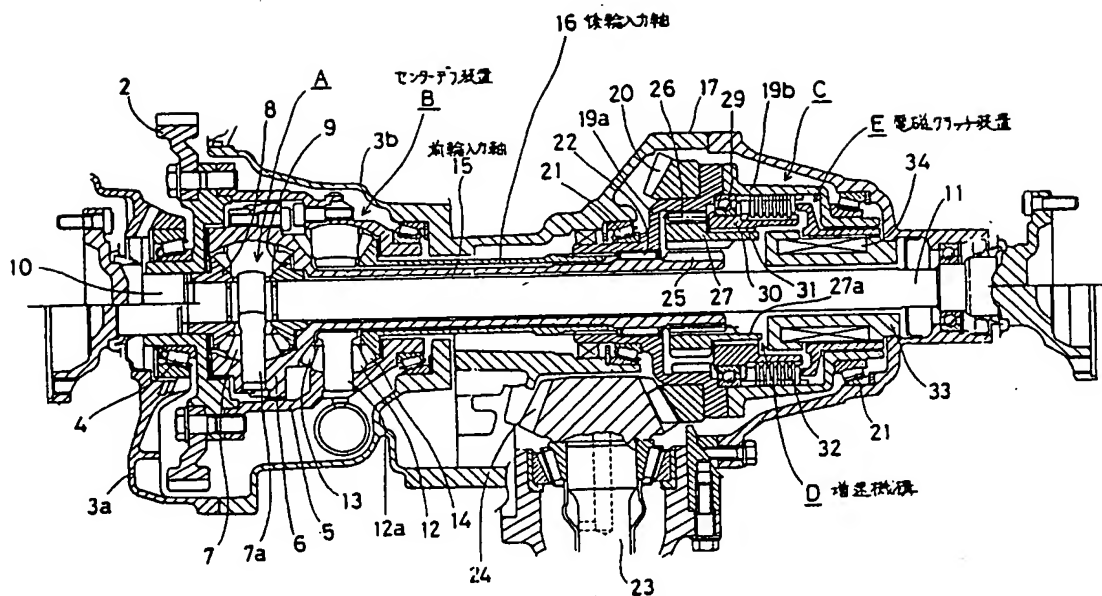
第10図は係止機構として遠心クラッチを用いた本発明の他の実施例を示す図、第11図は係止機構として発電機と電磁クラッチを用いた本発明の他の実施例を示す図、第12図はセンターデフ制限機構の他の配置例を示す図、第13図は従来のセンターデフ付フルタイム式4輪駆動車の駆動力伝達機構を説明するための図である。

B…差動装置、D…増速機構、E…電磁クラッチ装置、15…一方の回転部材、16、19a…他方の回転部材、26…リングギヤ、27…遊星歯車、30…偏心支持体。

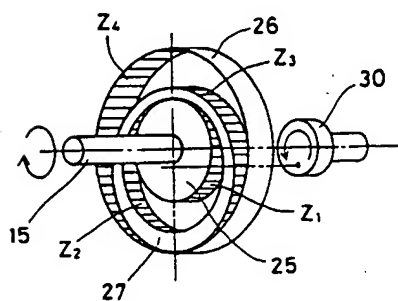
出願人 アイシン・エイ・ダブリュ株式会社
 代理人 弁理士 白井博樹(外5名)

図面の浄書

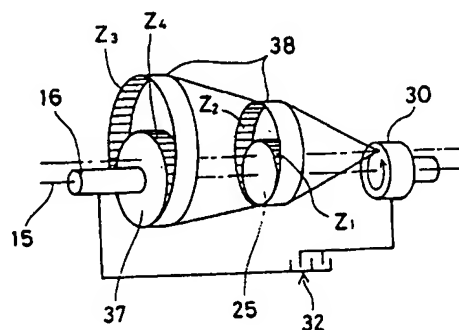
第 1 図



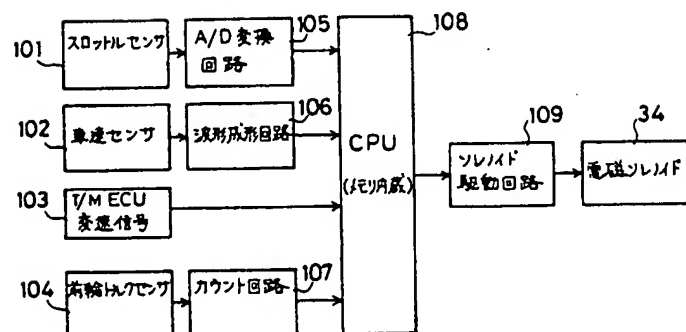
第 2 図



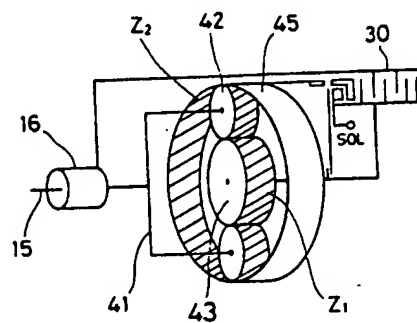
第 5 図



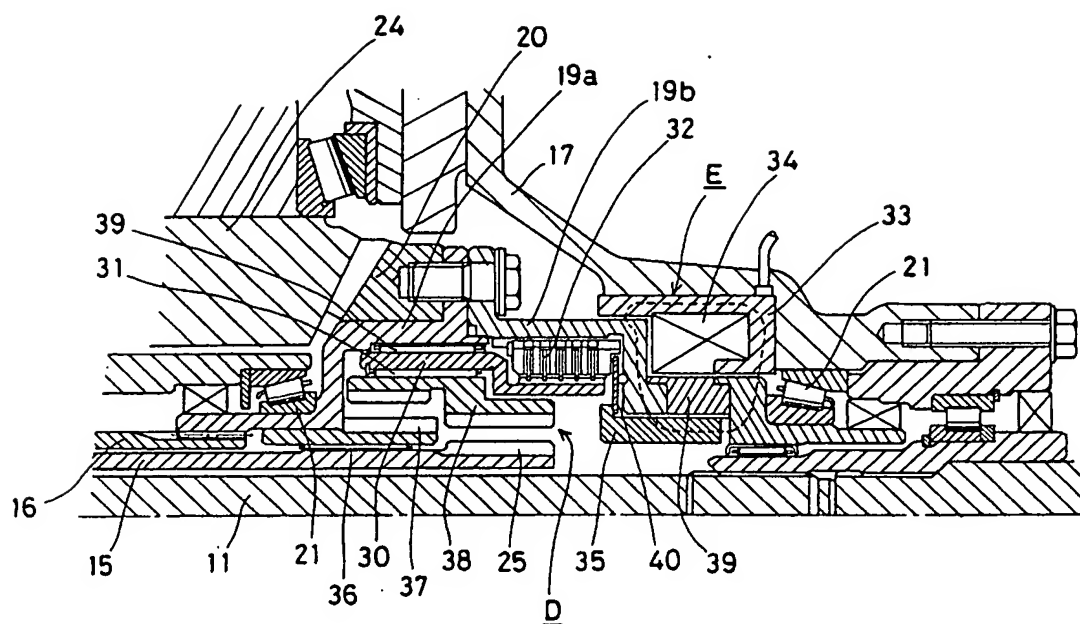
第 3 図



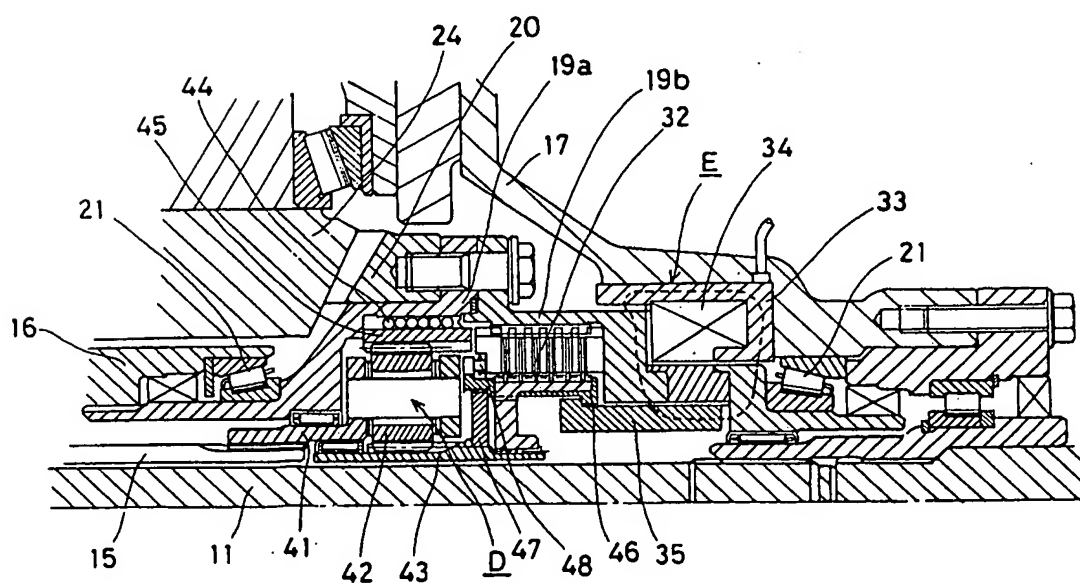
第 7 図



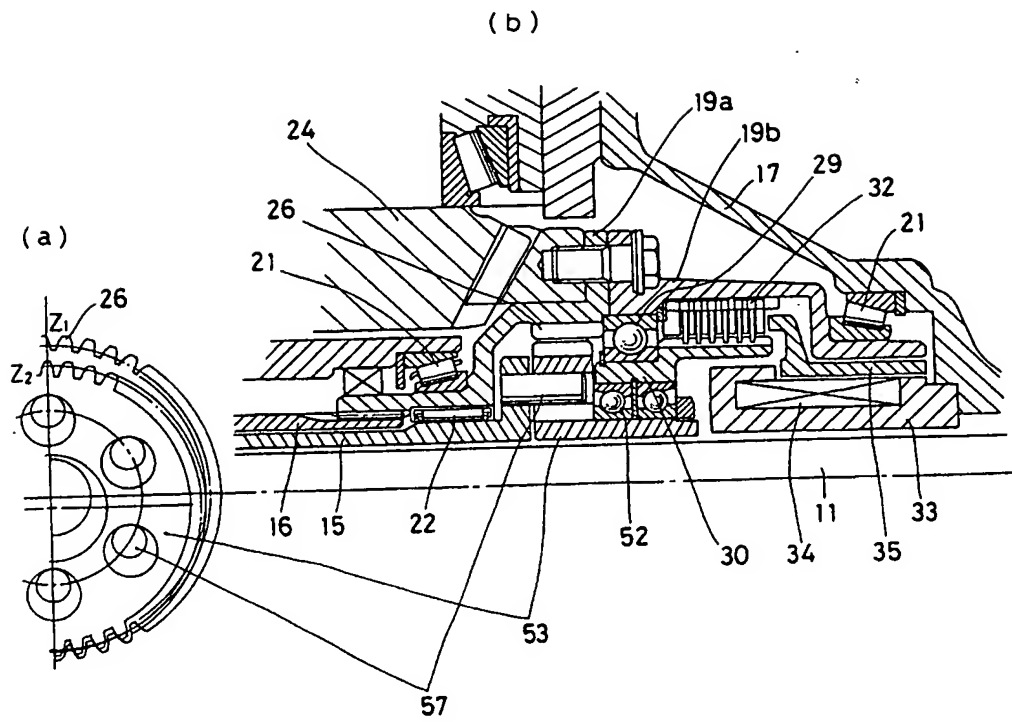
第 4 図



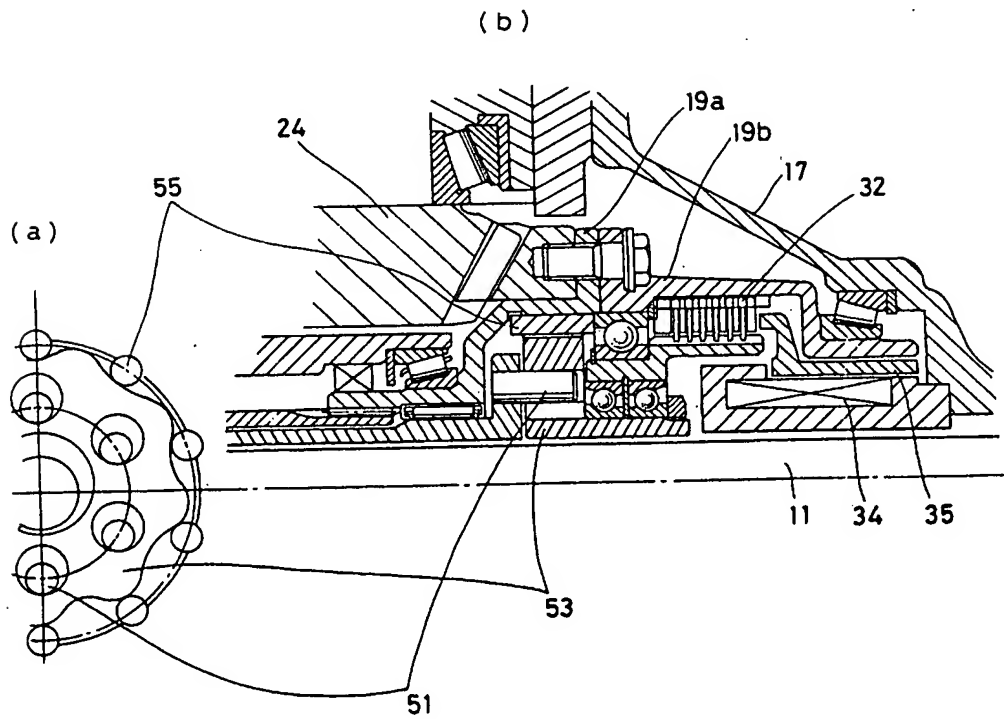
第 6 図



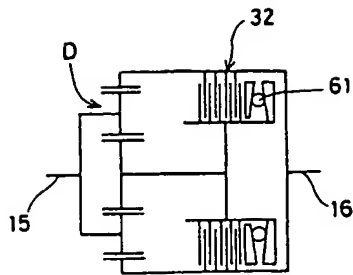
第 8 図



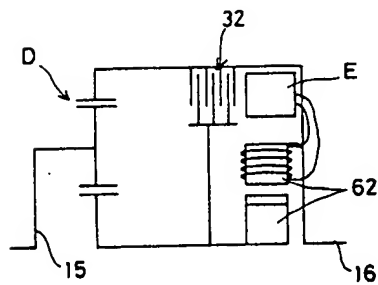
第 9 図



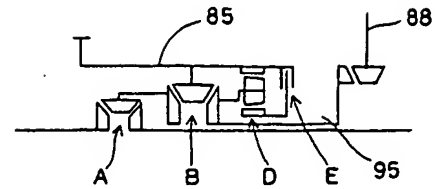
第10図



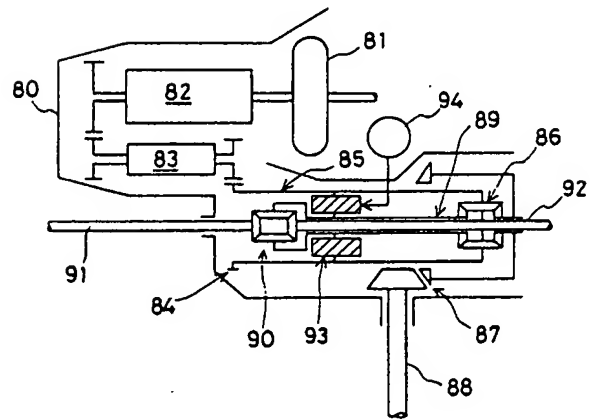
第11図



第12図



第13図



手 続 補 正 書 (自発)

平成 1 年 3 月 2 4 日

特許庁長官 吉 田 文 毅 殿

1. 事件の表示 平成1年特許願第41284号

2. 発明の名称 動力伝達装置

3. 補正をする者

事件との関係 特許出願人

住 所 愛知県安城市藤井町高根10番地

名 称 アイシン・エィ・ダブリュ株式会社

代表者 諸 戸 脩 三

4. 代 理 人

住 所 東京都台東区上野1丁目18番11号

西楽堂ビル7階 梓特許事務所

氏 名 (9250) 弁理士 白 井 博 樹 (外5名)

5. 補正により増加する請求項の数 な し

6. 補正の対象 図面の第1図、第2図、第3図、第4図、第5図、第6図、第7図、第8図(a)(b)、第9図(a)(b)、第10図、第11図、第12図及び第13図

7. 補正の内容 別 紙 の 通



PAT-NO: JP402221743A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 02221743 A

TITLE: POWER TRANSMISSION

PUBN-DATE: September 4, 1990

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

KAWAMOTO, MUTSUMI

IWAMI, TAKAHIRO

ISHIGAKI, HIROTSUGU

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

AISIN AW CO LTD

COUNTRY

N/A

APPL-NO: JP01041284

APPL-DATE: February 21, 1989

INT-CL (IPC): F16H001/445, B60K017/35

US-CL-CURRENT: 475/231

ABSTRACT:

PURPOSE: To reduce the extent of torque necessary for differential limiting by installing a clutch device between an output member of a speed-up gear, increasing the speed of a turning member of one side, and a turning member on the other, and limiting any differential motion between both these turning members with the clutch control.

CONSTITUTION: When any differential motion occurs in both front and rear wheels due to a slip or the like in the state that a multiple disk clutch 32 of an electromagnetic clutch device E is not yet engaged, relative rotation is produced between input shafts 15 and 16 of these front and rear wheels. When the front-wheels input shaft 15 and a gear 25 are rotated, a planetary gear 27 eccentrically installed rolls along a ring gear 26, revolving an eccentric shaft of an eccentric supporter 30. This revolution is speeded up and outputted at about ten times over input rotational speed as rotation of this eccentric supporter 30. When the multiple disk clutch 32 is engaged by a

magnetic solenoid 34 hereat, even if the electromagnetic clutch device E small in torque capacity, the differential motion of both front and rear wheels is can be easily limited. Thus, torque necessary for differential limiting is reducible and, what is more, early avoidance of a slip or the like can be performed.

COPYRIGHT: (C)1990,JPO&Japio